

IEPIRKUMA PRIEKŠMETA APRAKSTS

MODEĻA IZSTRĀDE DINAMISKO PROCESU DIGITALIZĀCIJAI

Vieta: Rīga

Datums: 24.02.2025.

1. Pasūtītājs jeb finansējuma saņēmējs	Sabiedrība ar ierobežotu atbildību "DiGas"
2. Nodokļa maksātāja numurs	40103620636
3. Pasūtītāja adrese	Talsu šoseja 31 k-17 - 34, Jūrmala, LV-2016
4. Iepirkuma priekšmets	MODEĻA IZSTRĀDE DINAMISKO PROCESU DIGITALIZĀCIJAI
5. Piegādes vieta	Matīsa iela 69A, Ofiss 22, Rīga, LV-1009, Latvija
6. Piegādes laiks	Līdz 30.05.2025.
7. Paredzamā līgumcena	Līdz 60 000,00 EUR
8. Avanss	Ne vairāk kā 0% no līguma summas
9. Kontaktpersona	Petro Dumenko Tālr.: 27 085 055 e-pasts: p.dumenko@digasgroup.com

10. Vispārīgā informācija par iepirkumu:

- 10.1. Iepirkums tiek veikts projekta “**MASOC KC atbalsts digitālu produktu izstrādei**”, projekta ID Nr. **2.2.1.3.i.0/1/24/A/CFLA/007**, (turpmāk – Projekts), ko īsteno saskaņā ar 2024. gada 9. janvāra Ministru kabineta noteikumiem Nr. 34 “Latvijas Atveseļošanas un noturības mehānisma plāna 2.2. reformu un investīciju virziena “Uzņēmumu digitālā transformācija un inovācijas” 2.2.1.3.i. investīcijas “Atbalsts jaunu produktu un pakalpojumu ieviešanai uzņēmējdarbībā” īstenošanas noteikumi”, **pētījuma Nr. D.3.1 “Pasažieru vilciena udeņraža iekšdedzes dzinēja kontroles sistēma”** ietvaros.
- 10.2. **Iepirkuma priekšmets:** iepirkums par tiesībām veikt MODEĻA IZSTRĀDI DINAMISKO PROCESU DIGITALIZĀCIJAI
- 10.3. Iepirkums tiek organizēts saskaņā ar 2017. gada 28. februāra Ministru kabineta noteikumiem Nr. 104 “Noteikumi par iepirkuma procedūru un tās piemērošanas kārtību pasūtītāja finansētiem projektiem”.

- 10.4. Pasūtītājs izsludina iepirkuma procedūru, publicējot paziņojumu par iepirkuma procedūru un iepirkuma priekšmeta aprakstu Iepirkumu uzraudzības biroja mājaslapā (www.iub.gov.lv) un SIA MASOC KC mājaslapā www.masoc.lv.
- 10.5. Iepirkumu uzraudzības biroja mājas lapā publicētajā paziņojumā par Pasūtītāja iepirkuma procedūru noteikts sākotnējo piedāvājumu iesniegšanas termiņš.
- 10.6. Pasūtītājs no piedāvājumiem izvēlas tā Pretendenta piedāvājumu, kas Pasūtītājam ir ekonomiski visizdevīgākais un vislabāk apmierina tā vajadzības, kā arī nodrošina Pasūtītājam piešķirtā finansējuma efektīvu izmantošanu.

11. Iespējamo Piegādātāju atlases kritēriji:

- 11.1. Piegādātājam ir jābūt personai vai personu apvienībai, kas spēj nodrošināt iepirkuma priekšmeta piegādi atbilstoši iepirkuma priekšmeta apraksta nosacījumiem un kas atbilst šādām prasībām:
 - 11.1.1. Piedāvājumu var iesniegt tikai Piegādātāji, kas nav reģistrēti kādā no valstīm, kas atbilstoši Ministru kabineta 2023. gada 27. jūnija noteikumiem Nr. 333 “Zemu nodokļu vai beznodokļu valstu un teritoriju saraksts” publicētas oficiālajā izdevumā “Latvijas Vēstnesis”;
 - 11.1.2. Pasūtītājs nevar slēgt līgumu ar tādu Piegādātāju, ar kuru tas atrodas interešu konfliktā Ministru kabineta 2017. gada 28. februāra noteikumu Nr. 104 “Noteikumi par iepirkuma procedūru un tās piemērošanas kārtību pasūtītāja finansētiem projektiem” 12. punkta izpratnē.

12. Tehniskā specifikācija:

- 12.1. Modeļa izstrāde - dinamisko procesu digitalizācijai, izmantojot rūpniecisko pētījumu simulācijas līdzekļus, tostarp degvielas plūsmu, spiediena regulēšanu un temperatūras kontroli, lai apstiprinātu iekšdedzes dzinēja vadības sistēmas funkcionālās prasības saskaņā ar Detālo Tehnisko Specifikāciju Latviešu valodā Pielikumā Nr. 2 un to pašu specifikāciju Angļu valodā Pielikumā Nr. 3. Pie atšķirībām Pielikumā Nr. 2 un Nr.3 pieliktajām specifikācijām, par pamatu tiek uzskatīta pielikumā Nr.3 esošā specifikācija.
- 12.2. Ja iepirkuma priekšmeta aprakstā uzskaitītajām prasībām ir iespējams ekvivalents, Pretendents var iesniegt ekvivalentām prasībām atbilstošu piedāvājumu. Pretendents var iesniegt arī augstākām prasībām atbilstošu piedāvājumu.

13. Piedāvājuma iesniegšanas laiks, vieta un kārtība:

- 13.1. Piedāvājuma iesniegšanas laiks: piedāvājums jāiesniedz saskaņā ar prasībām, kas norādītas Iepirkumu uzraudzības biroja mājaslapā (www.iub.gov.lv) publicētajā uzaicinājumā.
- 13.2. Piedāvājums iesniedzams:
 - 13.2.1. personīgi vai nosūtot pa pastu uz adresi: Matīsa iela 69A, Ofiss 22, Rīga, LV 1009, Latvija.
 - 13.2.2. elektroniski, parakstītu ar elektronisko parakstu, nosūtot uz e-pasta adresi: procurement@digasgroup.com
- 13.3. Saņemtie piedāvājumi tiks reģistrēti atbilstoši to saņemšanas laikam. Pa pastu iesniegtais piedāvājums uzskatāms iesniegts laikā, ja tas nogādāts piedāvājuma iesniegšanas vietā līdz piedāvājuma iesniegšanas laikam, kas norādīts paziņojumā par iepirkuma procedūru.

Piedāvājumi, kas iesniegti pēc minētā termiņa, sūtīti elektroniski, tos neparakstot ar drošu elektronisku parakstu, vai pa faksu, netiks atvērti un vērtēti.

- 13.4. Papīra formātā piedāvājums jāiesniedz 2 eksemplāros (2 parakstīti oriģināli), kas sagatavoti datorrakstā.
- 13.5. Piedāvājumā jānorāda piedāvātās piegādes atbilstība visām Iepirkuma priekšmeta apraksta un Paziņojuma par iepirkumu prasībām.
- 13.6. Piedāvājumi jā sagatavo latviešu vai angļu valodā un jāiesniedz saskaņā ar Pielikumā Nr.1 esošo piedāvājuma formu vai Piegādātājam ērtākā formā, norādot visu nepieciešamo informāciju, saskaņā ar šī iepirkuma priekšmeta apraksta prasībām un prasībām, kas norādītas Iepirkumu uzraudzības biroja mājas lapā (www.iub.gov.lv) publicētajā paziņojumā par iepirkumu. Pretendents var pievienot papildus dokumentus ar informāciju, kas būs noderīga piedāvājuma izvērtēšanai.

14. Piedāvājuma izvērtēšana un lēmuma pieņemšana:

- 14.1. Pēc saņemto piedāvājumu atvērsanas Pasūtītājs atbilstoši konkrētai situācijai izvēlas attiecīgas darbības:
 - 14.1.1. piedāvājumiem tiek izvērtēta atbilstība Pasūtītāja izvirzītajām prasībām un iesniegtie piedāvājumi tiek savstarpēji salīdzināti atbilstoši Pasūtītāja noteiktajiem kritērijiem.
 - 14.1.2. nepieciešamības gadījumā Pasūtītājs uzsāk sarunu procedūru ar izvēlētiem Pretendentiem un lūdz Pretendentus sagatavot galējos piedāvājumus.
- 14.2. Pasūtītājs no piedāvājumiem izvēlas tā Pretendenta piedāvājumu, kas Pasūtītājam ir ekonomiski visizdevīgākais un vislabāk apmierina tā vajadzības, kā arī nodrošina piešķirtā finansējuma efektīvu izmantošanu.
- 14.3. Pasūtītājs ne vēlāk kā piecu darba dienu laikā pēc lēmuma pieņemšanas informēs visus Pretendentus par pieņemto lēmumu, informāciju nododot personiski vai nosūtot pa pastu, faksu vai elektroniski.
- 14.4. Pasūtītājs ir tiesīgs jebkurā brīdī pārtraukt iepirkuma procedūru un ne vēlāk kā piecu darbdienu laikā pēc lēmuma pieņemšanas par iepirkuma procedūras pārtraukšanu, par to rakstveidā informējot visus Piegādātājus, informāciju nododot personiski vai nosūtot pa pastu, faksu vai elektroniski, un publicējot Iepirkumu uzraudzības biroja tīmekļvietnē paziņojumu par finansējuma saņēmēja iepirkuma procedūras pārtraukšanu vai grozījumiem.

SIA "DIGAS" valdes loceklis Petro Dumenko /_____/

<<Uzņēmuma nosaukums>>

<<Reģistrācijas Nr.>>

<<Juridiskā un faktiskā adrese >>

Sabiedrība ar ierobežotu atbildību "....."

Reģ. numurs:

Juridiskā adrese:

Faktiskā adrese:

<<Vieta>><<Datums>>

<<Dokumenta numurs>>

PIEDĀVĀJUMS

Pasūtītājs jeb finansējuma saņēmējs	Sabiedrība ar ierobežotu atbildību "....." Reģ. numurs: Juridiskā adrese: Faktiskā adrese:
Iepirkuma priekšmets	
Informācija par Pretendentu:	Nosaukums: Reģ. Nr.: Juridiskā adrese: Faktiskā adrese: Paraksttiesīgās personas amats, vārds, uzvārds: Kontaktpersonas amats, vārds, uzvārds: Kontaktpersonas tālrunis: Kontaktpersonas e-pasts:

PIEDĀVĀJUMA VISPĀRĪGIE NOSACĪJUMI

<i>Nr.</i>	<i>Parametrs</i>	<i>Prasība</i>	<i>Piedāvājums</i>
1.	Līguma izpildes vieta		
2.	Līguma izpildes termiņš		

TEHNISKAIS PIEDĀVĀJUMS

Tehniskā specifikācija	Piedāvājums
1.	
i.	
a.	
b.	
c.	

FINANŠU PIEDĀVĀJUMS

Iepirkuma priekšmets	Cena, EUR	Skaitis, gab.	Summa, EUR
.....			
		PVN 21%	
		Kopā:	

	Piedāvājums
Avansa apmērs, ne vairāk kā no līguma summas	

Pretendenta pārstāvja amats	
Vārds, uzvārds	
Datums, vieta	
Paraksts	

Detālā Tehniskā Specifikācija (Latviešu valodā)

Saturu

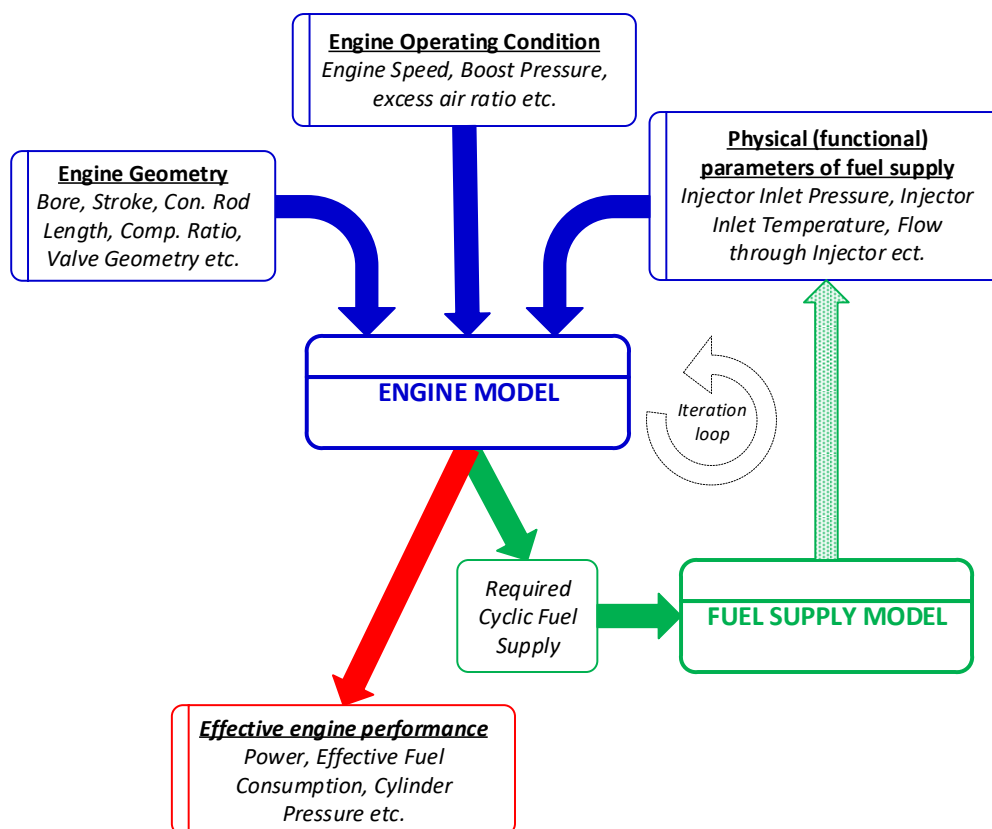
1. VISPĀRĪGI NOTEIKUMI PAR MATEMĀTISKĀ MODEĻA SASTĀVU UN FUNKCIONALITĀTI	7
2 SEŠU CILINDRU DĪZELDZINĒJA MATEMĀTISKAIS MODELIS AR TURBOKOMPRESORA DARBPLŪSMU	8
2.1 Pirmapstrādes projekta struktūra	8
2.2 Izstrādājiet modeli	8
2.3. Vispārīgi ievades dati	8
2.4 Elementu ievades dati	9
2.4.1 Dzinējs	9
2.4.2 Cilindrs	10
2.4.3 Gaisa dzesētājs	14
2.4.4 Turbokompresors	14
2.4.5. Sistēmas robeža	15
2.4.6 Kopsapulce	15
2.4.7 Caurules	16
2.4.8. Mērīšanas punkts	17
2.4.9. Tilpuma efektivitātes atskaides punkts	17
3 DEGVIELAS PADEVES SISTĒMAS MATEMĀTISKAIS MODELIS	18
3.1 Modeļa sastāvs un funkcionalitāte	18
3.2 Procesu modelēšana spiediena regulatorā	18
3.2.1 Teorētiskie pamati, pieņēmumi un vienkāršojumi.	18
3.2.2 Modeļa sākotnējie dati	18
3.3 Procesu modelēšana inžektorā	19
3.4 ECU procesu simulācija	19
3.5. Procesu modelēšana degvielas sliedē	19

1. VISPĀRĪGI NOTEIKUMI PAR MATEMĀTISKĀ MODEĻA SASTĀVU UN FUNKCIONALITĀTI

1.1 Izveidotajam matemātiskajam modelim pienācīgi jāatspoguļo procesi, kas notiek iekšdedzes dzinēja cilindrā un tā degvielas padeves sistēmā.

1.2 Matemātiskās modelēšanas mērķis ir izstrādāt un optimizēt ūdeņraža dzinēja degvielas pārvaldības sistēmu.

1.3. Modelim jābūt sarežģītam, kas sastāv no funkcionālām daļām: "DZINĒJA MODELIS" un "APŪDEŅOŠANAS PIEGĀDES MODELIS", kas savstarpēji savienotas ar iteratīvu ciklu, kā parādīts diagrammā 1. attēlā.



Rīsi. 1. Kombinētā modeļa shēma

1.3. Matemātiskais modelis ir paredzēts:

- motora darbības galveno parametru iepriekšēja noteikšana, to pārveidojot par ūdeņraža degvielu,
- motora vadības sistēmas - gāzes plūsmas - "funkcionālo" prasību noteikšana un pārbaude, uzturot nepieciešamo spiedienu un maisījuma sastāvu atkarībā no motora darbības režīma.
- 6 cilindru ūdeņraža dzinēja darbības parametru simulācija ar turbokompresoru, kas darbojas saskaņā ar lokomotīves raksturlielumu kloķvārpstas ātruma diapazonā no 600 līdz 2000 apgr./min.

1.4 Pētījuma objekts ir dzinējs, dīzeļlokomotīve DM90 DMU, - (2x) Cummins NTA 855 R4, jauda (2) x 320 kW (430 ZS), pārveidota par ūdeņraža degvielas izmantošanu.

1.5. Visi dati un skaitļi šajā dokumentā tiek izmantoti tikai ilustratīviem nolūkiem.

2 SEŠU CILINDRU DĪZEĻDZINĒJA MATEMĀTISKAIS MODELIS AR TURBOKOMPRESORA DARBPĻŪSMU

Uz modeļa sākotnējo iestatīšanu attiecas šādas prasības:

- Degvielas zemāko siltumspēju un stehiometrisko gaisa/degvielas attiecību aprēķina modelis, pamatojoties uz to termodinamiskajām īpašībām.
- Degvielu un darba šķidruma ķīmisko tipu (īpašību) skaitu un veidu nosaka modelis.
- Degvielas sastāvu (daudzumu, veidu un attiecību) nosaka modelis

2.1 Pirmapstrādes projekta struktūra

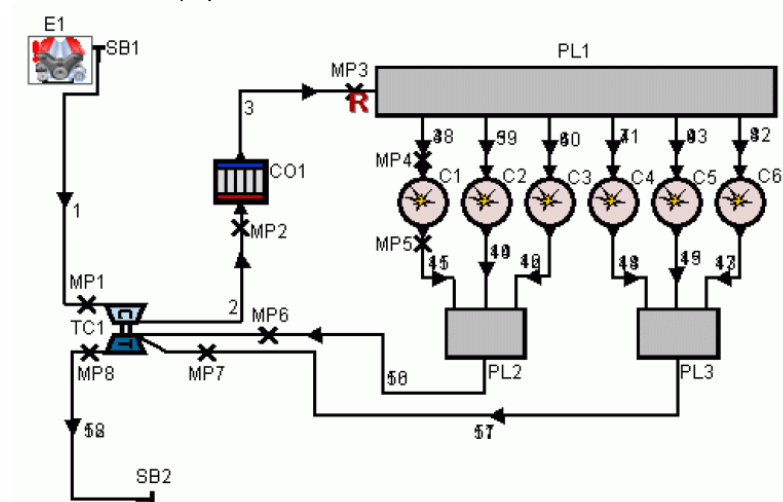
Modelis ir jāievieš un jā saglabā atsevišķā direktorijā datora operētājsistēmā. Lai iespējotu pēcapstrādi, simulācijas rezultātu faili ir jāielādē noteiktā direktorijā datora operētājsistēmā.

2.2 Izstrādāji modeli

Modelis jāprojektē pa elementiem, pēc tam savienojot konstrukcijas elementus ar masu nesošajām saitēm (caurulēm). Alternatīvi, elementus var novietot vēlamajā secībā. Modelī jāiekļauj šādas funkcijas:

Nē	Elements	Apzīmējumu	Daudzums
1	Cilindri	C	6
2	Dzinējs	E	1
3	Turbokompresoru	TC	1
4	Gaisa dzesētājs	CO	1
5	Kopsapulces	PL	3
6	Sistēmas robežas	SB	2
7	Mērīšanas punkti	MP	8
8	Cauruļu numuri		18

Šajā attēlā parādīts izveidotā modeļa piemērs:



2. zīm. Dīzeļdzinējs ar turbokompresora modeli

2.3. Vispārīgi ievades dati

Iepriekš jānosaka matemātiskā modeļa globālie ieguldījumi un katra strukturālā elementa kopējie ieguldījumi. Tie ietver:

1. SIMULĀCIJAS UZDEVUMI

Atlasiet Cikla simulācija.

2. CIKLA SIMULĀCIJA

Simulācijas beigas 10800 deg.
Simulācijas solis Izmērs 1 deg.

3. KLASISKO SUGU IESTATĪŠANA

Degviela: Ūdeņradis

Zemāka apkures vērtība: 120000 kJ / kg

Stehiometriskā A/F attiecība: 34,4

4. INICIALIZĀCIJA

	Spiediens (bar)	Gāzes temp (degC)	Degvielas tvaiki	Degšanas produkti	Koeficienta vērtība
1. komplekts	2.6	66.85	0	0	14.7
2. komplekts	2.4	596.85	0	0.5413793	14.7

5. RESTARTĒJIET VADĪBU

Īpatnējais intervāls 0 grādi intervāla saglabāšanai.

6. IZVADES VADĪBA

3 grādi taupīšanas intervālam.

2.4 Elementu ievades dati

2.4.1 Dzinējs

VISPĀRĪGI

Cykle tips – 4-taktu (2 kloķa vārpstas apgriezieni ciklā).

CILINDRA IESTATĪŠANA

Katra cilindra apdedzināšanas secība attiecībā pret absolūto kloķvārpstas starta leņķi (0 grādi).

Num. cyl.	1	2	3	4	5	6
Leņķa deg.	0	480	240	600	120	360

Motora berze nelabvēlīgi ietekmē motora maksimālās darba jaudas un degvielas ekonomijas īpašības un tieši veido lielu daļu no degvielas patēriņa atšķirības starp aukstu un pilnu siltu dzinēja darbību. Lai aprēķinātu bremžu vidējo efektīvo spiedienu (BMEP) un bremžu īpatnējo degvielas patēriņu (BSFC), ir jāspecificē berzes vidējais efektīvais spiediens (FMEP) virs motora apgriezienu skaita un motora slodzes. FMEP var norādīt kā motora slodzes funkciju, ko pārstāv BMEP, un motora apgriezienu skaitu.

Motora berzi var noteikt attiecībā pret motora apgriezienu skaitu vairākām slodzēm, kas izteiktas ar BMEP.

- Definējiet motora slodzi (BMEP). BMEP: 15 bāri.
- Tabulā definējiet **berzes vidējo efektīvo spiedienu (FMEP)** attiecībā pret motora apgriezienu skaitu

Motora apgriezienu skaits minūtē	FMEP josla
800	0.7
2700	2.5

Novērtējot tabulu izpildes laikā, tiek piemēroti šādi noteikumi:

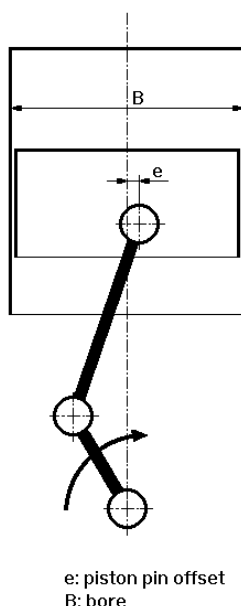
- Vērtības, kas nav skaidri norādītas tabulā, iegūst, interpolējot ar faktisko ātrumu un slodzi.
- Darbības punktiem ārpus definētā diapazona programma izmantos vērtības uz definētā diapazona robežas.

Ja nav pieejami dati par berzi kā slodzes funkciju, FMEP 0,2 bāru starpība starp nulli un pilnu slodzi var kalpot kā aptuvena vadlīnija.

2.4.2 Cilindrs

Cilindru specifikācijas aptver cilindra un kloķvārpstas pamatizmērus (urbums, gājiens, saspiešanas pakāpe, konroda garums, virzuļa tapas nobīde, aizdedzes secība), kā arī informāciju par sadegšanas raksturlielumiem, siltuma pānesi, atsūkņēšanas procesu un pievienoto cauruļu vārsta/pieslēgvietas specifikācijām. Turklāt jāprecizē sākotnējie nosacījumi aprēķiniem balonā.

Ja tiek izmantots standarta kloķvārpsta, virzuļa kustību aprēķina no gājiena, konroda garuma un virzuļa tapas nobīdes. Pozitīvās virzuļa tapas nobīdes virziens ir definēts kā kloķvārpstas griešanās virziens augšējā mirušajā centrā (TDC).



3. zīm. Standarta kloķvārpsta

Relatīvo virzuļa pozīciju definē kā virzuļa attālumu no TDC pozīcijas attiecībā pret pilnu gājienu. Nulles grādu kloķa leņķis atbilst izvēlētajā cilindra šaušanas TDC.

Ņemot vērā triecienu no balona, jānorāda līdzvērtīga efektīva atstarpe, kā arī vidējais kartera spiediens. Faktisko trieciena masas plūsmu aprēķina pēc apstākļiem balonā un spiediena karterī, kā arī no efektīvā plūsmas laukuma, ko aprēķina pēc balona apkārtmēra un efektīvās atstarpes. Tiek zaudēta trieciena masas plūsma. Nevar apsvērt atkārtotu cirkulāciju uz uzņemšanu.

Dati par balonu ir uzskaitīti nākamajā tabulā.

Nesa:	140 mm
Glaudīt:	152 mm
Saspiešanas pakāpe:	14
Konstienā garums:	257 mm
Virzuļa tapas nobīde:	0 mm
Efektīvs trieciens ar plaisu:	0 m
Vidējā kartera prese:	1 bārs

Scavenge modelis: Perfekta sajaukšana

INICIALIZĀCIJAS

Iniciējot jānorāda balona apstākļi (spiediens, temperatūra un gāzes sastāvs) augsta spiediena beigās pie izplūdes vārsta atvēruma. Katra cilindra apstākļu simulācija sākas ar pirmo izplūdes atveri un iepriekš netiek veikta.

Sākotnējie apstākļi EO (izplūdes vārsta atvēršana)

Spiediens: 4.5 bārs

Temperatūra: 726,85 degC

Sākotnējais gāzes sastāvs

Koeficienta veids: A/F attiecība

Koeficienta vērtība: 14.7

Degvielas tvaiki: 0

Degšanas produkti: 0.628

SADEDZINĀŠANAS

Kopējo degšanas laikā izdalīto siltumu aprēķina no cilindrā sadedzinātā degvielas daudzuma un degvielas zemākās sildīšanas vērtības.

Motoriem ar iekšējo maisījumu sagatavošanu degviela tiek iesmidzināta tieši cilindrā, un tāpēc degvielas uzpilde ir daļa no cilindra specifikācijas. Degvielas uzpildi var norādīt kā degvielas masu, ko iesmidzina cilindrā, vai kā mērķa A/F attiecību, kur faktisko degvielas padeves degvielu aprēķina katru ciklu no gaisa masas cilindrā un noteiktās gaisa un degvielas mērķa attiecības.

Maisījuma sagatavošanas iestatījums nosaka balona iztvaikošanas apstrādi un vietējās sadegšanas lambda izstrādi 2 zonu degšanas režīmā. Iekšējā maisījuma sagatavošanas gadījumā (parasti nehomogēns maisījums, kompresijas aizdedze) tiek pieņemts, ka iztvaicētā degviela tiek tieši sadedzināta. Vietējā sadegšanas liekā gaisa attiecība lineāri palielinās, sadedzinot masas daļas degvielu no vērtības, kas ir tuvu 1, līdz vērtībai, kas garantē, ka nesadegusi zona pazūd degšanas beigās. Tiek pieņemts, ka vietējā sadegšanas liekā gaisa attiecība degšanas laikā ir nemainīga (izņēmums ir Fractal Combustion modeļa stratificētās uzlādes opcija).

Norādītā līkne tiek normalizēta tā, lai laukums zem līknes būtu vienāds ar vienu. Faktisko pievienotās degvielas daudzumu nosaka vai nu tieši, vai ar mērķa A/F attiecību.

Siltuma izdalīšanās ar Single Vibe funkciju

Vibe funkcija ir ļoti ērta metode siltuma izdalīšanās raksturlielumu aprakstīšanai. To nosaka degšanas sākums un ilgums, formas parametrs "m" un parametrs "a". Šīs vērtības var norādīt vai nu kā nemainīgas vērtības, vai arī atkarībā no motora apgriezienu skaita (apgriezienos minūtē) un motora slodzes (izteikta kā BMEP bāros).

Dīzeļdzinējos sadegšanas raksturlielumi lielā mērā ir atkarīgi no degvielas iesmidzināšanas sistēmas iespējām, kompresijas pakāpes un uzpūtes gaisa temperatūras.

Lai nodrošinātu precīzas motora simulācijas, pēc iespējas precīzāk jānosaka motora faktiskais siltuma izlaišanas raksturlielums (ko var iegūt, analizējot izmērītā cilindra spiediena vēsturi). Lai iegūtu novērtējumu par nepieciešamo degšanas ilgumu, lai sasniegtu noteiktu kloķa leņķa intervālu starp 10% un 90% sadedzinātās masas daļas, var izmantot šādu diagrammu (4. att.).

Degšanas sākums jānosaka, ņemot vērā degvielas patēriņu, balona maksimālā spiediena ierobežojumu.

Vibe parametrs "a" raksturo degšanas pilnīgumu. Pilnīgai sadedzināšanai ir nepieciešama vērtība 6,9.

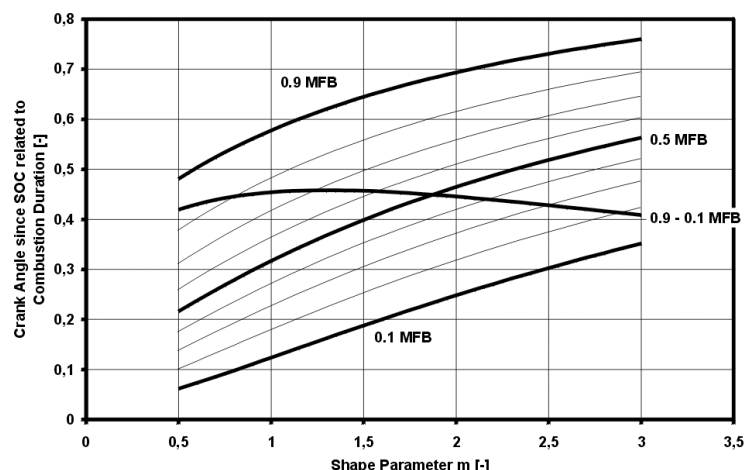
Degšanas sākuma, degšanas ilguma un formas parametru kartes: Šīs vērtības var norādīt kā karti atkarībā no motora apgriezienu skaita un slodzes (BMEP).

Degšanas sākums: 714 deg.

Degšanas ilgums: 75 grādi

Formēšanas parametrs m 0.85

Parametrs a 6.9



4. zīm. kloķa leņķis, kas saistīts ar degšanas ilgumu

SILTUMA PĀRNEŠANA

Cilindram ir pieejami šādi siltuma pārnese modeļi: Woschni 1978.

Papildus siltuma pārnese koeficientam, ko nodrošina siltuma pārnese modelis, jānorāda virzuļa, cilindra galvas un starplikas virsmas laukumi un sienas temperatūra.

Sienas temperatūru definē kā vidējo temperatūru virs virsmas.

Kalibrēšanas koeficientu katrai virsmai var izmantot, lai palielinātu vai samazinātu siltuma pārnesi.

Attiecībā uz virsmas laukumiem var izmantot šādas pamatnostādnes:

Virzulis: virsmas laukums ir aptuveni 1,3 līdz 1,5 reizes lielāks par urbuma laukumu.

Cilindra galva: virsmas laukums ir aptuveni vienāds ar urbuma laukumu.

Oderējums ar virzuli TDC: Laukumu var aprēķināt no aprēķinātā virzuļa līdz galvas klīrensam, kas reizināts ar cilindra apkārtmēru.

Sienas temperatūra jānorāda virzuļa TDC un BDC pozīcijās. Starp šīm pozīcijām tiek pieņemts īpašs temperatūras profils.

Lai ņemtu vērā balona uzpūtes kustības ietekmi uz siltuma pārnese koeficientu, jānorāda cilindra virpuļa attiecība (definēta kā uzpūtes rotācijas ātrums attiecībā pret motora apgriezienu skaitu).

Katrai sienai (galvai, virzulim un starplikai) jānorāda efektīvais sienas biezums kopā ar materiāla datiem.

Vadītspēja un siltuma jauda.

Virzulis:

Teritorija: 14000 mm²

Sienas temperatūra: 276,85 degC

Virzuļa kalibrēšanas koeficients: 1

Cilindra galva:

Teritorija: 11000 mm²

Sienas temperatūra: 246,85 degC

Galvas kalibrēšanas koeficients: 1

Līnijpārvadātāju:

Teritorija: 500 mm² (Virzulis pie TDC)

Sienas temperatūra: 176,85 degC (virzulis pie TDC)

Sienas temperatūra: 86,85 degC (virzulis pie BDC)

Starplikas kalibrēšanas koeficients: 1

Sadedzināšanas sistēma DI

Incilindra virpuļa attiecība: 1.9

VĀRSTU PIESLĒGVIETAS SPECIFIKĀCIJAS

Vārsta pacēlumu nosaka vārsta pacelšanas līkne un vārsta klīrenss.

Norādot pirmā vārsta pacēluma vērtības kloķa leņķi un izcilņa garumu, tabulā ir definēts kloķa leņķa diapazons. Vārsta pacelšanas līknes atskaites punktu skaitu var noteikt tieši vai ievadot nemainīgu kloķa leņķa intervālu starp diviem vārsta pacelšanas punktiem.

Pēc atskaites punktu ievades pabeigšanas ievade tiek parādīta grafikas logā tūlītējai kontrolei.

Ja vārsta pacelšanas līkne jau ir norādīta tabulā, jauna pirmā vārsta pacelšanas laika specifikācija maina visu vārsta pacelšanas līkni.

Ja izciļņa garums tiek mainīts, no vārsta pacelšanas līknes aprēķina tsāku vai garāku vārsta pacelšanas līkni, pieņemot, ka vārsta pacelšanas ātrums ir līdzīgs.

Caurule tiek kontrolēta ar vārstu.

Cauruļu ieplūde

Iekšējā vārsta sēdekļa (= atskaites) diametrs 41 mm

Vārsta klīrenss 0,3 mm

Mērogošanas koeficients Eff. Plūsmas laukums 1

Pacelšanas līkne:

Galds kloķa leņķim un vārsta pacelšanai.

Vārsta atvēršana 310 grādi

Izciļņa garums 310 grādi

Pieaugums 10 grādi

Plūsmas koeficients:

Tabula vārsta pacelšanai un plūsmas koeficientam

Spiediena attiecība 0.99

Efektīvs vārsta pacelšana

Cauruļu izplūde

Iekšējā vārsta sēdekļa (= atskaites) diametrs 39 mm

Vārsta klīrenss 0,4 mm

Mērogošanas koeficients Eff. Plūsmas laukums 1

Pacelšanas līkne:

Galds kloķa leņķim un vārsta pacelšanai.

Vārsta atvēršana 82 grādi

Izciļņa garums 340 grādi

Pieaugums 10 grādi

Plūsmas koeficients:

Spiediena attiecība 0.99

Efektīvs vārsta pacelšana

Skatiet šo tabulu par vārsta pacelšanas un plūsmas koeficienta ievades datiem izplūdes caurules 11 plūsmas koeficientam.

Ieplūdes caurule				Izplūdes caurule			
Pacelšanas līkne		Plūsmas koeficients		Pacelšanas līkne		Plūsmas koeficients	
Kloķa leņķa deg	Vārsta pacelšana mm	Vārsta pacelšana mm	Flow Coeff	Kloķa leņķa deg	Vārsta pacelšana mm	Vārsta pacelšana mm	Flow Coeff
310	0	0	0	82	0	0	0
320	0.04	1	0.085	92	0.03	1	0.095
330	0.14	2	0.155	102	0.14	2	0.183
340	0.26	3	0.22	112	0.26	3	0.25
350	0.45	4	0.285	122	0.38	4	0.33
360	1.02	5	0.345	132	0.56	5	0.393
370	2.16	6	0.4	142	1.13	6	0.47
380	3.7	7	0.438	152	2.25	7	0.53
390	5.31	8	0.465	162	3.76	8	0.603
400	6.81	9	0.485	172	5.38	9	0.65
410	8.11	10	0.497	182	6.9	10	0.69
420	9.21	11	0.5	192	8.26	11	0.71
430	10.08	12	0.505	202	9.42	12	0.735
440	10.72			212	10.36		
450	11.13			222	11.09		
460	11.3			232	11.61		
470	11.23			242	11.9		
480	10.91			252	11.96		

490	10.37			262	11.81		
500	9.58			272	11.43		
510	8.58			282	10.83		
520	7.35			292	10.01		
530	5.93			302	8.98		
540	4.35			312	7.74		
550	2.75			322	6.31		
560	1.41			332	4.74		
570	0.61			342	3.13		
580	0.31			352	1.74		
590	0.19			362	0.84		
600	0.07			372	0.46		
610	0.01			382	0.03		
620	0			392	0.21		
				402	0.09		
				412	0.01		
				422	0		

2.4.3 Gaisa dzesētājs

Gaisa dzesētāja Calkulācijas modelis (plēnums-caurule-plēnums) tiek izmantots, lai modelētu gaisa dzesētāja gāzes dinamisko veiktspēju, kā arī spiediena kritumu virs gaisa dzesētāja atkarībā no faktiskajiem plūsmas apstākļiem. Turklāt, pamatojoties uz izkārtojuma datiem, tiek izveidots gaisa dzesētāja dzesēšanas veiktspējas modelis. Dati par gaisa dzesētāju ir uzskaitīti zemāk. Dzesēšanas veiktspēju nosaka dzesēšanas šķidruma temperatūra un mērķa efektivitāte. Dzesētāja efektivitāti definē kā sasniegto temperatūras starpību, kas saistīta ar maksimālo iespējamo temperatūras starpību. Pamatojoties uz šo informāciju, programma regulē siltuma pārnese caurulē, kas modelē dzesēšanas serdi.

Ģeometriskās īpašības

Kopējais gaisa dzesētāja tilpums: 10 (l)
Ieplūdes kolektora tilpums: 3 (l)
Izplūdes kolektora tilpums: 3 (l)
Dzesēšanas serdes garums: 600 mm

Gāzes īpašības

Masas plūsma 0,333 kg/s
Mērķa spiediena kritums 5000 Pa
Mērķa izejas temperatūra 340 K
Ieplūdes gaisa temperatūra 415 K
Ieplūdes spiediens 260000 Pa
Dzesēšanas šķidruma temperatūra 298 K

PLŪSMAS KOEFICIENTI

Cauruļu ieplūde 1
Cauruļu aizplūšana 1

2.4.4 Turbokompresors

Turbokompresora dati ir uzskaitīti zemāk.

Vienkāršotais modelis ir piemērots vienmērīga stāvokļa simulācijām un ņem vērā vidējo kompresora un turbīnas efektivitāti visā ciklā, lai aprēķinātu turbokompresora enerģijas bilanci. Šī modeļa priekšrocība ir tā, ka tam ir nepieciešami tikai ierobežoti dati, lai aprakstītu turbokompresora veiktspējas raksturlielumus. Nepieciešamais turbīnas izmērs tiek aprēķināts no mērķa spiediena attiecības visā kompresorā un turbokompresora efektivitātes, pieņemot turbīnas lieluma reizinātāju. Ievadiet datus turbokompresora režīms ir parādīts nākamajā tabulā.

VIENKĀRŠOTS MODELIS

Mehāniskā efektivitāte veido rotora mehāniskos zudumus.

Blakus spiediena attiecībai ir jāievada kompresora efektivitāte, kas var būt vai nu nemainīga, vai atkarīga no korigētā tilpuma / masas plūsmas. Šai atkarībai papildus ir jāievada atsaucē nosacījumi. Kompresora

efektivitāti var ņemt no kompresora veiktspējas kartes, izmantojot paredzamo spiediena attiecību un kompresora masas plūsmas datus.

Aprēķina režīms: turbīnas izkārtojuma aprēķins. Turbīnas efektīvo plūsmas laukumu aprēķina pēc ekvivalentā izplūdes koeficienta (turbīnas izplešanās koeficienta konstante vai funkcija) un turbīnas atskaites laukuma. Turbīnas atskaites laukumu var ievadīt tieši vai aprēķināt no caurules šķērsriezuma, kas atbilst turbīnas izejai un caurules laukuma mērogošanas koeficientam.

Equiv. Turbīnu koefs.	0.15
Turbo lādētāja kopējā efektivitāte	0.54
Kompresora efektivitāte	0.79
Mehāniskā efektivitāte	0.98
Kompresora spiediena attiecība	2.6
Ieplūdes traucējumu plūsmas koeficients	0.15

2.4.5. Sistēmas robeža

Katras sistēmas robežas dati ir norādīti nākamajā tabulā.

ROBEŽNOSACĪJUMI

Vietējie robežnosacījumi. Apkārtējās vides apstākļi (spiediens, temperatūra, gaisa/degvielas attiecība, degvielas tvaiki un sadegšanas produkti) jānorāda vai nu kā nemainīgas vērtības, vai tabulā kā laika vai kloķa leņķa funkcijas.

	Spiediens (Pa)	Gāzes temp (K)	Koeficienta veids	Koeficienta vērtība
SB 1	100000	298	A/F attiecība	10000
SB 2	100000	780	A/F attiecība	28

PLŪSMAS KOEFICIENTI

Plūsmas koeficienti plūsmai no apkārtējās vides caurulē galvenokārt ir atkarīgi no caurules gala izvirzījuma caur sienu, kurā tas ir uzstādīts, un no tā zvana īpašībām.

SB 1	Cauruļu ieplūde	0.95	Cauruļu aizplūšana	0.95
SB 2	Cauruļu ieplūde	0.75	Cauruļu aizplūšana	0.75

2.4.6 Kopsapulce

Plēnums ir definēts kā elements, kurā netiek ņemtas vērā telpiskā spiediena un temperatūras atšķirības. Tas nozīmē, ka plūsmas impulss plēnumā tiek atstāts novārtā.

Dati par plēnumiem ir norādīti nākamajā tabulā.

VISPĀRĪGI

Opcijai Ģeometrijas definīcija atlasiet Skalums vai Diametrs un garums.

	Tilpums (l)	Inicializācijas
1. kopsapulce	6	1. komplekts
2. kopsapulce	0.3	2. komplekts
3. plēnums	0.3	2. komplekts

PLŪSMAS KOEFICIENTI

Lai ņemtu vērā īpašus spiediena zudumus, kas rodas no daudzdimensiju plūsmas parādībām, kuras programma nevar tieši paredzēt, nepieciešams precizēt plūsmas koeficientus plūsmai un izplūšanai katrā caurules stiprinājumā. Plūsmas koeficientus definē kā attiecību starp faktisko masas plūsmu un bezzudumu izoentropiskās masas plūsmu ar tādu pašu stagnācijas spiedienu un tādu pašu spiediena attiecību.

Plūsmas koeficientus katram caurules stiprinājumam var norādīt vai nu kā nemainīgas vērtības, vai tabulā kā laika funkcijas sekundēs, laiku grādos kloķa leņķī vai spiediena starpību caurules stiprinājumā. Plūsmai (plūsmai kopsapulcē) spiediena starpību definē kā statisko spiedienu caurulē, no kura atņemts spiediens plēnumā. Izplūdei kā spiediens plēnumā mīnus statistiskais spiediens caurulē.

1.	Cauruļu 3	Ieplūde 0.95	Cauruļu 3	Ieplūde 0.95
kopsapulce	Cauruļu 4	Ieplūde 0.9	Cauruļu 4	Ieplūde 0.9

	Cauruļu 5	Ieplūde 0.9	Cauruļu 5	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 6	Ieplūde 0.9	Cauruļu 6	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 7	Ieplūde 0.9	Cauruļu 7	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 8	Ieplūde 0.9	Cauruļu 8	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 9	Ieplūde 0.9	Cauruļu 9	Ieplūde 0.9
2. kopsapulce	Cauruļu 10	Ieplūde 0.9	Cauruļu 10	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 11	Ieplūde 0.9	Cauruļu 11	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 12	Ieplūde 0.9	Cauruļu 12	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 16	Ieplūde 0.95	Cauruļu 16	Ieplūde 0.95
3. plēnums	Cauruļu 13	Ieplūde 0.9	Cauruļu 13	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 14	Ieplūde 0.9	Cauruļu 14	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 15	Ieplūde 0.9	Cauruļu 15	Ieplūde 0.9
	Cauruļu 17	Ieplūde 0.95	Cauruļu 17	Ieplūde 0.95

2.4.7 Caurules

Termodinamiskā dzinēja simulācijai, kurā ņemta vērā ieplūdes un izplūdes sistēmu gāzes dinamika, caurules elements ir viens no svarīgākajiem motora modeļa elementiem. Viendimensijas plūsmu caurulēs aprēķina, atbilstot atbilstošos vienādojumus. Tas nozīmē, ka caurule ir vienīgais elements, kurā tiek ņemta vērā laika nobīde, ko izraisa spiediena viļņu izplatīšanās vai pati plūsma.

Modelis ļauj norādīt caurules diametru (ņemot vērā to pašu šķēsgriezuma laukumu), lieces rādiusu, berzes koeficientu, sienas siltuma pārneses koeficientu, sienas temperatūru, kā arī sākotnējās spiediena, gāzes temperatūras, A/F attiecības, degvielas tvaiku koncentrācijas un sadegšanas produktu koncentrācijas vērtības atkarībā no atrašanās vietas caurulē.

VISPĀRĪGI

Tiek izmantots noklusējuma lieces rādiuss (100000 mm).

Katras caurules dati ir norādīti nākamajās tabulās. Globālā inicializācija tiek izmantota caurulēm 3 - 17, un vietējā inicializācija tiek izmantota 1., 2. un 18. caurulei.

Cauruļu	Garums (mm)	Diametrs (mm)	Berzes koefs.	Siltuma pārneses koeficients	Sienas temp (K)	Inicializācijas
Cauruļu 1	400	85	0.02	1	298	Skatīt zemāk
Cauruļu 2	800	85	0.02	1	350	Skatīt zemāk
Cauruļu 3	800	85	0.02	1	320	1. komplekts
Caurules 4-9	700	GALDS	0.02	1	GALDS	1. komplekts
Cauruļu 10	250	38	0.02	1	500	2. komplekts
Cauruļu 11	300	38	0.02	1	500	2. komplekts
Cauruļu 12	300	38	0.02	1	500	2. komplekts
Cauruļu 13	250	38	0.02	1	500	2. komplekts
Cauruļu 14	300	38	0.02	1	500	2. komplekts
Cauruļu 15	300	38	0.02	1	500	2. komplekts
Cauruļu 16	300	40	0.02	1	470	2. komplekts
Cauruļu 17	600	40	0.02	1	470	2. komplekts
Cauruļu 18	1500	100	0.02	1	450	Skatīt zemāk

4-9 cauruļu diametra un sienas temperatūras dati ir uzskaitīti nākamajā tabulā.

	Diametrs		Sienas temperatūra	
	Atrašanās vieta X (mm)	Diametrs Y (mm)	Atrašanās vieta X (mm)	Sienas temp Y (K)
Caurules 4 - 9	0	55	0	320
	100	44	580	320
	580	38	700	400
	700	41		

INICIALIZĀCIJAS

Nosacījumus caurulē var definēt ar lokālo vai globālo inicializāciju.

Globālajai inicializācijai parametri tiek ņemti no iepriekš definētas kopas.

Vietējai inicializācijai iepriekš definētu kopu var izmantot kā sākumpunktu nepieciešamajiem parametriem. Pēc tam tos var iestatīt atsevišķi, rediģējot atbilstošo numuru.

leeja var būt nemainīga vai ar tabulu, kur to var norādīt kā attāluma funkciju no caurules augšteses gala. Pirmā vērtība jānorāda caurules augšpusē (atrašanās vieta = 0) un pēdējā vērtība leļpus caurules gala (atrašanās vieta = garums).

Tālāk norādītājiem lietotājiem atlasiet Lokālā inicializēšana un ievadiet parādītos datus.

	Preferenču	Spiediens (Pa)	Gāzes temp (K)	Attiecība Tips	Attiecība Vērtība
Caurule Nr. 1	1. komplekts	100000	298	A/F attiecība	10000
Caurule 2	1. komplekts	260000	415	A/F attiecība	10000
Caurule 18	1. komplekts	1050000	780	A/F attiecība	28

2.4.8. Mērīšanas punkts

Izmantojot mērīšanas punktus, jūs varat piekļūt plūsmas datiem un gāzes apstākļiem kloķa leņķī noteiktā vietā caurulē. Mērīšanas punkta atrašanās vieta jānorāda kā attālums no caurules gala augšpusē.

Mērījumu punkta izvade:

Spiediens, plūsmas ātrums, temperatūra, Mach skaitlis un masas plūsmas ātrums. Papildu stagnācijas spiediena, stagnācijas temperatūras, entalpijas plūsmas, degvielas koncentrācijas, sadegšanas produktu koncentrācijas, degvielas plūsmas, sadegšanas produktu plūsmas, uz priekšu un atpakaļ spiediena un ātruma viļņu izeja.

1. VISPĀRĪGIE NOTEIKUMI

Dati par mērīšanas punktiem ir uzskaitīti šajā tabulā.

	Mērīšanas punkta atrašanās vieta no augšpus caurules gala (mm)	Izlaides apjoms
Mērīšanas punkts 1	400	Paplašināta
Mērīšanas punkts 2	800	Paplašināta
Mērīšanas punkts 3	800	Paplašināta
Mērīšanas punkts 4	700	Paplašināta
Mērīšanas punkts 5	0	Paplašināta
Mērīšanas punkts 6	300	Paplašināta
Mērīšanas punkts 7	600	Paplašināta
Mērīšanas punkts 8	0	Paplašināta

2.4.9. Tilpuma efektivitātes atskaites punkts

Modelis ļauj kā atskaites punktu norādīt sapulču vai mērīšanas punktu, lai aprēķinātu gaisa padeves koeficientu un tilpuma efektivitāti saistībā ar ieplūdes kolektora apstākļiem.

3 DEGVIELAS PADEVES SISTĒMAS MATEMĀTISKAIS MODELIS

3.1 Modeļa sastāvs un funkcionalitāte

Modelis jāizpilda sarežģītu tehnisko sistēmu dinamiskas starpdisciplināras modelēšanas vidē, izmantojot skaitļiskus aprēķinus, izmantojot vairāku paradigmu programmēšanas valodu.

Modelis sastāv no vadības blokiem, izvades blokiem un aprēķinu blokiem.

Modeļa vadības bloki ir:

- "n_, prm" sensors, kas nosaka motora apgriezienu skaitu.
- "PWM_out, %" detektors, kas nosaka PWM signāla darba ciklu (uzpildes platumu), kas regulē elektroproporcionālā vārsta pārejas sekciju tā vadības neautomātiskajā režīmā.
- "Automātiskā režīma" slēdzis, kas nosaka atbilstošu elektroproporcionālā vārsta vadības režīmu.
- "Timing_, msec" raidītājs, kas nosaka vadības signāla ilgumu inžektora elektromagnētam.
- Sākotnējais iestatījums "pin_, bar", kas nosaka ieplūdes spiediena regulatora ieplūdes spiediena absolūto vērtību.
- "Poda" raidītājs, kas nosaka izplūdes spiediena vērtību no gāzes spiediena regulatora, kas saistīts ar ieplūdes spiedienu.
- "Environment Temp, C deg." setters, kas nosaka apkārtējās vides temperatūru.
- Indikatori ir bloki modelēšanas rezultātu parādīšanai:
- Ierīce "PWM_, %", kas parāda PWM signāla darba ciklu (uzpildes platumu), kas regulē elektroproporcionālā vārsta plūsmas sekciju tā vadības automātiskajā režīmā.
- Ierīce "In-line Pressure_, Bar", kas parāda izplūdes spiediena vērtību no gāzes spiediena regulatora - spiedienu degvielas kolektorā (gāzes padeves spiediens balonam).
- Instruments "Cikliskā gāzes supply_, mg", kas parāda cikliskās gāzes padeves vērtību balonam. To dublē displeji "litri/cikls" un "kg/stundā", kas atspoguļo attiecīgos gāzes patēriņa rādītājus sistēmā.
- Aprēķina bloki modelī:
- "PV iestatījums" – apstrādā ieplūdes spiediena vērtību gāzes spiediena regulatorā.
- "ECU" simulē sistēmas ECU algoritmu.
- "Gāzes regulators" simulē ūdeņraža plūsmas procesus spiediena regulatorā.
- "Degvielas savācējs" simulē fizikālos procesus degvielas slīdē.
- "Inžektors" simulē ūdeņraža izplūdes procesus caur inžektoru (ūdeņraža inžektoru).

Ērtības labad modeļa saskarnē jāiekļauj arī atsaucis tabula, kas savieno lokomotīves dzinēja darbības režīmu (Notch, RPM) ar nepieciešamo ciklisko ūdeņraža padevi (cikliskā padeve).

3.2 Procesu modelēšana spiediena regulatorā

3.2.1 Teorētiskie pamati, pieņēmumi un vienkāršojumi.

Izstrādājot procesu matemātisko modeli spiediena regulatorā, tika izdarīti šādi pieņēmumi un vienkāršojumi:

- Gāzes plūsma ir izoentropiska un adiabatiska.
- Gāzes viskozie berzes spēki ir niecīgi, un tāpēc tos neņem vērā aprēķinā.

3.2.2 Modeļa sākotnējie dati

Modeļa sākotnējie dati ir šādi parametri:

- gāzes spiediens reduktora ieejā;
- Gāzes temperatūra pie reduktora ieplūdes;
- Spiediena pārsniegšana reduktora teltī virs izplūdes spiediena;
- Ātrumkārbas telts tilpums;
- ieplūdes sprauslas diametrs;
- Izejas sprauslas diametrs.

3.3 Procesu modelēšana inžektorā

Modelēšanas metodei jābalstās uz šķidruma un gāzes mehānikas teorētiskajiem noteikumiem.

Izstrādājot matemātisko modeli, var izdarīt šādus pieņēmumus un vienkāršojumus:

- Gāzes plūsma caur inžektora vārsta kritisko daļu ir izoentropiska un adiabatiska.
- Izplūde notiek motora cilindra dobumā ar mainīgu spiedienu kompresijas sekcijā.
- Elektromagnēta spēka pieaugumu dod laika lineārā funkcija.
- Termodinamiskie parametri motora cilindrā kompresijas sekcijā tiek aprēķināti, pamatojoties uz

pieņēmumu, ka tajā ir tikai tīrs gaiss.

3.4 ECU procesu simulācija

Ūdeņraža padeves sistēmas elektroniskais vadības bloks motora cilindriem ir paredzēts, lai ģenerētu vadības signālu inžektora elektromagnētiem atkarībā no vides apstākļiem un motora darbības režīma. ECU kontrolē arī gāzes regulatora proporcionālā vārsta pārejas sekciju, lai uzturētu iestatīto ūdeņraža spiedienu sistēmā.

"Neautomātiskajā" vadības režīmā ECU uztver ārējā setera iestatītā vadības signāla ilgumu un izvada to uz inžektoru, kā arī uztver ārējā setera iestatītā PWM vadības signāla darba ciklu un izvada to uz pārnesumkārbas proporcionālo vārstu.

"Automātiskajā" vadības režīmā ECU uztver ārējā setera iestatītā vadības signāla ilgumu un izvada to uz inžektoru, kā arī uztver izejas spiediena vērtību no ārējā setera iestatītā gāzes regulatora-reduktora, nosaka nepieciešamo PWM vadības signāla darba ātrumu proporcionāli šai vērtībai un izvada to uz pārnesumkārbas proporcionālo vārstu.

3.5. Procesu modelēšana degvielas sliedē

Degvielas sliede ir vienkāršs gāzes "vadītājs" no reduktora līdz inžektoram. Mēs uzskatām, ka šī ierīce rada nenozīmīgu pretestību gāzes plūsmai, ko var ignorēt, modelējot ūdeņraža piegādes procesu balonam.

Detālā Tehniskā Specifikācija (Angļu valodā)

Contents

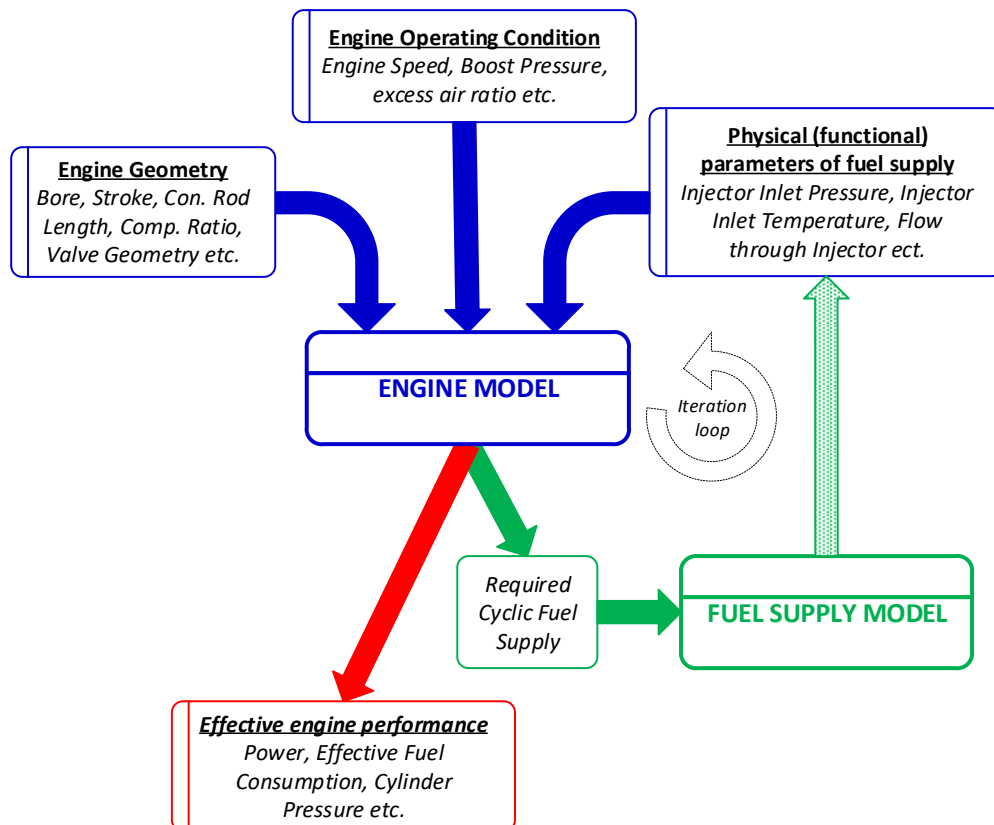
1 GENERAL PROVISIONS ON THE COMPOSITION AND FUNCTIONALITY OF A MATHEMATICAL MODEL	7
2 MATHEMATICAL MODEL OF THE SIX-CYLINDER DIESEL ENGINE WITH TURBOCHARGER WORKFLOW	8
2.1 Preprocessing Project Structure	8
2.2 Design the Model	8
2.3 General Input Data	8
2.4 Element Input Data	9
2.4.1 Engine	9
2.4.2 Cylinder	10
2.4.3 Air Cooler	14
2.4.4 Turbocharger	14
2.4.5 System Boundary	15
2.4.6 Plenum	15
2.4.7 Pipes	16
2.4.8 Measuring Point	17
2.4.9 Reference Point for Volumetric Efficiency	17
3 MATHEMATICAL MODEL OF THE FUEL SUPPLY SYSTEM	18
3.1 Composition and functionality of the model	18
3.2 Modeling of processes in a pressure regulator	18
3.2.1 Theoretical foundations, assumptions and simplifications.	18
3.2.2 Initial data for the model	18
3.3 Modeling of processes in the injector	19
3.4 Simulation of processes in the ECU	19
3.5. Modeling of processes in the fuel rail	19

1 GENERAL PROVISIONS ON THE COMPOSITION AND FUNCTIONALITY OF A MATHEMATICAL MODEL

1.1 The mathematical model created should adequately reflect the processes occurring in the cylinder of the internal combustion engine and its fuel supply system.

1.2 The purpose of mathematical modeling is to develop and optimize the fuel management system for a hydrogen engine.

1.3 The model should be complex, consisting of functional parts: "ENGINE MODEL" and "IRRIGATION SUPPLY MODEL", interconnected by an iterative cycle, as shown in the diagram in Fig. 1.



Rice. 1. Diagram of the combined model

1.3 The mathematical model is intended for:

- preliminary determination of the main parameters of the engine operation during its conversion to hydrogen fuel,
- determination and verification of the "functional" requirements of the engine management system - gas flow, maintaining the required pressure and mixture composition depending on the engine operating mode.
- simulation of the operating parameters of a 6-cylinder hydrogen engine with a turbocharger, operating according to the locomotive characteristic in the range of crankshaft speed from 600 to 2000 rpm.

1.4 The object of the study is the engine, diesel locomotive DM90 DMU, - (2x) Cummins NTA 855 R4, power output (2) x 320 kW (430 hp), converted to the use of hydrogen fuel.

1.5 All data and figures in this document are used for illustrative purposes only.

2 MATHEMATICAL MODEL OF THE SIX-CYLINDER DIESEL ENGINE WITH TURBOCHARGER WORKFLOW

The following requirements apply to model presetup:

- The lower calorific value of the fuel and the stoichiometric air/fuel ratio are calculated by the model based on their thermodynamic properties.
- The number and type of chemical types (properties) of fuels and working fluid are determined by the model.
- The composition of the fuel (quantity, type and ratio) is determined by the model

2.1 Preprocessing Project Structure

The model must be implemented and stored in a separate directory on the computer's operating system. To enable post-processing, the simulation result files must be loaded into a specific directory in the computer's operating system.

2.2 Design the Model

The model should be designed element by element with the subsequent connection of structural elements with mass-bearing ties (pipes). Alternatively, the elements can be placed in the order you want. The model should include the following features:

No	Element	Designation	Quantity
1	Cylinders	C	6
2	Engine	E	1
3	Turbocharger	TC	1
4	Air Cooler	CO	1
5	Plenums	PL	3
6	System Boundaries	SB	2
7	Measuring Points	MP	8
8	Pipes Numbers		18

The following figure displays the created model example:

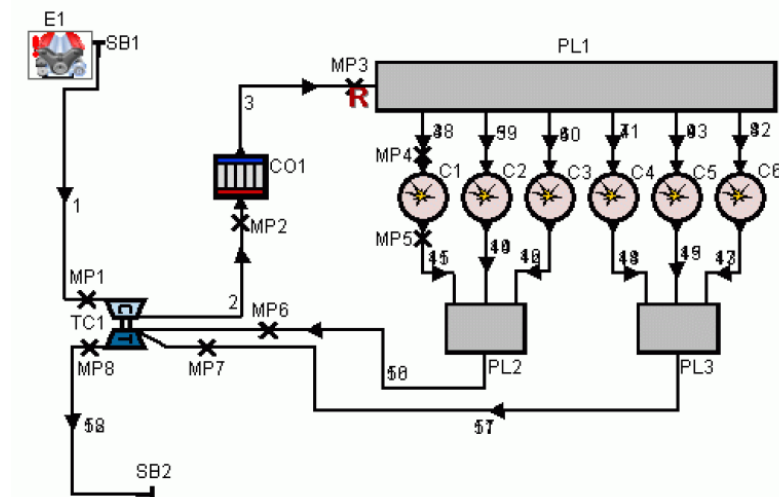


Fig. 2. Diesel Engine with Turbocharger Model

2.3 General Input Data

The global inputs of the mathematical model and the total inputs of each structural element must be determined beforehand. These include:

1. SIMULATION TASKS

Select Cycle Simulation.

2. CYCLE SIMULATION

End of Simulation 10800 deg.

Simulation Step Size 1 deg.

3. CLASSIC SPECIES SETUP

Fuel: Hydrogen

Lower Heating Value: 120000 kJ/kg

Stoichiometric A/F Ratio: 34.4

4. INITIALIZATION

	Pressure (bar)	Gas Temp (degC)	Fuel Vapor	Combustion Products	Ratio Value
Set 1	2.6	66.85	0	0	14.7
Set 2	2.4	596.85	0	0.5413793	14.7

5. RESTART CONTROL

Specific Interval 0 deg for Saving Interval.

6. OUTPUT CONTROL

3 deg for Saving Interval.

2.4 Element Input Data

2.4.1 Engine

GENERAL

Cycle Type – 4-stroke (2 Crank Shaft Revolutions per Cycle).

CYLINDER SETUP

Firing order of each cylinder with reference to the absolute crankshaft start angle (0 deg).

Num. cyl.	1	2	3	4	5	6
Angle deg.	0	480	240	600	120	360

Engine friction adversely affects the maximum work output and fuel economy characteristics of an engine and directly accounts for much of the difference in fuel consumption between cold and full-warm engine operation. For the calculation of the brake mean effective pressure (BMEP) and the brake specific fuel consumption (BSFC), the specification of friction mean effective pressure (FMEP) over engine speed and engine load is required. The FMEP can be specified as a function of engine load, represented by the BMEP, and the engine speed.

The engine friction may be defined versus engine speed for several loads expressed by BMEP.

- Define the engine load (BMEP). BMEP: 15 bar.
- Define the **Friction Mean Effective Pressure (FMEP)** versus engine speed in the **Table**

Engine Speed rpm	FMEP bar
800	0.7
2700	2.5

The following rules apply when evaluating the table during runtime:

- Values which are not specified explicitly in the table are obtained by interpolation with the actual speed and load.
- For operating points outside the defined range the values at the boundary of the defined range will be used by the program.

If no data is available for the friction as function of load, a difference of 0.2 bar in the FMEP between zero and full load may serve as a rough guide line.

2.4.2 Cylinder

The specifications for the cylinders cover the basic dimensions of the cylinder and the cranktrain (bore, stroke, compression ratio, conrod length, piston pin offset, firing order), plus information on the combustion characteristics, heat transfer, scavenging process and the valve/port specifications for the attached pipes. Furthermore, initial conditions for the calculation in the cylinder must be specified.

If a standard cranktrain is used, the piston motion is calculated from the stroke, conrod length and piston pin offset. The direction of positive piston pin offset is defined as the direction of the rotation of the crankshaft at Top Dead Center (TDC).

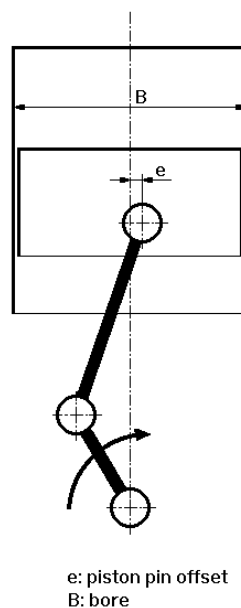


Fig. 3. Standard Cranktrain

The relative piston position is defined as the distance of the piston from the TDC position relative to the full stroke. Zero-degree crank angle corresponds to the Firing TDC of the selected cylinder.

Considering blow-by from the cylinder, an equivalent effective blow-by gap must be specified as well as the average crankcase pressure. The actual blow-by mass flow is calculated from the conditions in the cylinder and the pressure in the crankcase, and from an effective flow area which is calculated from the circumference of the cylinder and the effective blow-by gap. The blow-by mass flow is lost. No recirculation to the intake may be considered.

The data for the cylinder is listed in the following table.

Bore:	140 mm
-------	--------

Stroke:	152 mm
Compression Ratio:	14
Con-rod Length:	257 mm
Piston Pin Offset:	0 mm
Effective Blow by Gap:	0 m
Mean Crankcase Press:	1 bar
Scavenge Model:	Perfect Mixing

INITIALIZATION

As initialization the cylinder conditions (pressure, temperature and gas composition) at the end of the high pressure at exhaust valve opening must be specified. The simulation of the in-cylinder conditions for each cylinder starts with the first exhaust opening and is not performed before.

Initial Conditions at EO (Exhaust Valve Opening)

Pressure:	4.5 bar
Temperature:	726.85 degC
Initial Gas Composition	
Ratio Type:	A/F Ratio
Ratio Value:	14.7
Fuel Vapour:	0
Combustion Products:	0.628

COMBUSTION

The total heat released during the combustion is calculated from the amount of fuel which is burned in the cylinder and the lower heating value of the fuel.

For engines with internal mixture preparation the fuel is injected directly into the cylinder and the fueling is therefore part of the cylinder specification. The fueling may be specified as the fuel mass which is injected into the cylinder or as a target A/F ratio, where the actual fueling is calculated every cycle from the mass of air in the cylinder and the specified target air/fuel ratio.

The Mixture Preparation setting determines the treatment of in-cylinder evaporation and the local combustion lambda development for 2-Zone combustion mode. In case of Internal Mixture Preparation (usually inhomogeneous mixture, compression ignition) it is assumed that the evaporated fuel is directly combusted. The local combustion excess air ratio increases linearly with mass fraction fuel burned from a value close to 1 up to a value which guarantees that the unburned zone disappears at end of combustion. The local combustion excess air ratio is assumed to be constant over combustion (an exception is the Stratified Charge option of the Fractal Combustion model).

The specified curve is normalized, so that the area beneath the curve is equal to one. The actual amount of fuel added is either defined directly or by the target A/F-Ratio.

Heat Release by Single Vibe Function

The Vibe function is a very convenient method for describing the heat release characteristics. It is defined by the start and duration of combustion, a shape parameter "m" and the parameter "a". These values can be specified either as constant values or dependent on engine speed (in rpm) and engine load (expressed as BMEP in bar).

In diesel engines the combustion characteristic depends strongly on the capabilities of the fuel injection system, compression ratio and the charge air temperature.

For accurate engine simulations the actual heat release characteristic of the engine, (which can be obtained by an analysis of the measured cylinder pressure history), should be matched as accurately as possible. To obtain an estimate on the required combustion duration to achieve a certain crank angle interval between 10% and 90% mass fraction burned, the following chart may be used (Fig. 4).

The start of combustion must be defined considering fuel consumption, peak cylinder pressure limitation. The Vibe parameter "a" characterizes the completeness of the combustion. For complete combustion, a value of 6.9 is required. Start of Combustion, Combustion Duration and Shape Parameter Maps: These values can be specified as map depending on engine speed and load (BMEP).

Start of Combustion:	714 deg
Combustion Duration:	75 deg
Shaping Parameter m	0.85
Parameter a	6.9

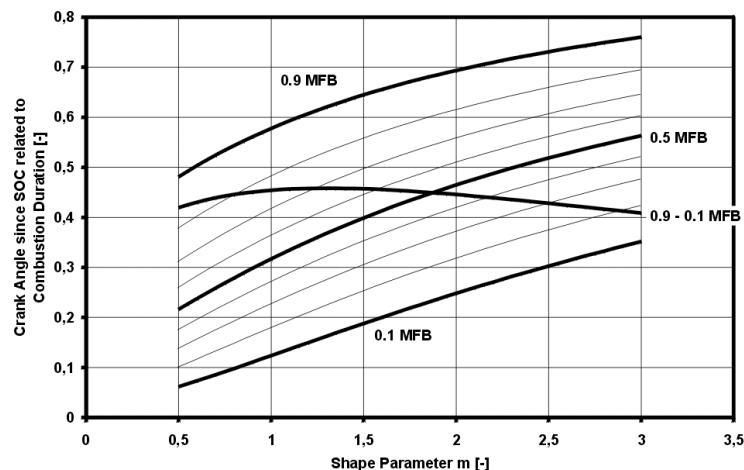


Fig. 4. Crank Angle Related to Combustion Duration

HEAT TRANSFER

The following heat transfer models are available for the cylinder: Woschni 1978.

In addition to the heat transfer coefficient provided by the heat transfer model, the surface areas and wall temperatures of the piston, cylinder head and liner must be specified.

The wall temperatures are defined as the mean temperature over the surface.

A calibration factor for each surface may be used to increase or to reduce the heat transfer.

For the surface areas the following guidelines may be used:

Piston: Surface area is approximately 1.3 to 1.5 times the bore area.

Cylinder Head: Surface area is approximately equal to the bore area.

Liner with Piston at TDC: The area may be calculated from an estimated piston to head clearance times the circumference of the cylinder.

Wall temperature must be specified at the piston TDC and BDC positions. Between those positions a special temperature profile is assumed.

In order to consider the influence of the in-cylinder charge motion on the heat transfer coefficient, the in-cylinder swirl ratio (defined as the speed of the charge rotation relative to engine speed) must be specified.

For each wall (head, piston and liner) an effective wall thickness together with material data must be specified. Conductivity and heat capacity.

Piston:

Surface Area: 14000 mm²

Wall Temperature: 276.85 degC

Piston Calibration Factor: 1

Cylinder Head:

Surface Area: 11000 mm²

Wall Temperature: 246.85 degC

Head Calibration Factor: 1

Liner:

Surface Area: 500 mm² (Piston at TDC)

Wall Temperature: 176.85 degC (Piston at TDC)

Wall Temperature: 86.85 degC (Piston at BDC)

Liner Calibration Factor: 1

Combustion System DI

In-cylinder Swirl Ratio: 1.9

VALVE PORT SPECIFICATIONS

The valve lift is defined by the valve lift curve and by the valve clearance.

By specifying the crank angle of the first valve lift value and the cam length, the crank angle range in the table is defined. The number of reference points for the valve lift curve can be specified directly or by inputting a constant crank angle interval between two valve lift points.

After completing the input of reference points, the input is presented in the graphics window for immediate control purposes.

If a valve lift curve is already specified in the table, a new specification of the timing of the first valve lift shifts the entire valve lift curve.

If the cam length is changed, a shorter or longer valve lift curve will be calculated from the baseline valve lift curve under the assumption of similar valve velocities.

Pipe Controlled by Valve.

Pipe Intake

Inner Valve Seat (=Reference) Diameter 41 mm

Valve Clearance 0.3 mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area 1

Lift Curve:

Table for Crank Angle and Valve Lift.

Valve Opening 310 deg

Cam Length 310 deg

Increment 10 deg

Flow Coefficient:

Table for Valve Lift and Flow Coefficient

Pressure Ratio 0.99

Effective Valve Lift

Pipe Exhaust

Inner Valve Seat (=Reference) Diameter 39 mm

Valve Clearance 0.4 mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area 1

Lift Curve:

Table for Crank Angle and Valve Lift.

Valve Opening 82 deg

Cam Length 340 deg

Increment 10 deg

Flow Coefficient:

Pressure Ratio 0.99

Effective Valve Lift

Refer to the following Table for Valve Lift and Flow Coefficient input data for Exhaust Pipe 11 Flow Coefficient.

Intake Pipe				Exhaust Pipe			
Lift Curve		Flow Coefficient		Lift Curve		Flow Coefficient	
Crank Angle deg	Valve Lift mm	Valve Lift mm	Flow Coeff	Crank Angle deg	Valve Lift mm	Valve Lift mm	Flow Coeff
310	0	0	0	82	0	0	0
320	0.04	1	0.085	92	0.03	1	0.095
330	0.14	2	0.155	102	0.14	2	0.183
340	0.26	3	0.22	112	0.26	3	0.25
350	0.45	4	0.285	122	0.38	4	0.33
360	1.02	5	0.345	132	0.56	5	0.393
370	2.16	6	0.4	142	1.13	6	0.47
380	3.7	7	0.438	152	2.25	7	0.53
390	5.31	8	0.465	162	3.76	8	0.603
400	6.81	9	0.485	172	5.38	9	0.65
410	8.11	10	0.497	182	6.9	10	0.69
420	9.21	11	0.5	192	8.26	11	0.71
430	10.08	12	0.505	202	9.42	12	0.735
440	10.72			212	10.36		
450	11.13			222	11.09		
460	11.3			232	11.61		
470	11.23			242	11.9		

480	10.91			252	11.96		
490	10.37			262	11.81		
500	9.58			272	11.43		
510	8.58			282	10.83		
520	7.35			292	10.01		
530	5.93			302	8.98		
540	4.35			312	7.74		
550	2.75			322	6.31		
560	1.41			332	4.74		
570	0.61			342	3.13		
580	0.31			352	1.74		
590	0.19			362	0.84		
600	0.07			372	0.46		
610	0.01			382	0.03		
620	0			392	0.21		
				402	0.09		
				412	0.01		
				422	0		

2.4.3 Air Cooler

Calculation model of the air cooler (plenum-pipe-plenum) is used to model the gas dynamic performance of the air cooler as well as the pressure drop over the air cooler depending on the actual flow conditions. In addition, a model for the cooling performance of the air cooler is created based on the layout data. The data for the air cooler is listed below.

The cooling performance is specified by the coolant temperature and the target efficiency. The cooler efficiency is defined as the achieved temperature difference related to the maximum possible temperature difference. On the basis of this information, the heat transfer in the pipe modeling the cooling core are adjusted by the program.

Geometrical Properties

Total Air Cooler Volume: 10 (l)
Inlet Collector Volume: 3 (l)
Outlet Collector Volume: 3 (l)
Length of Cooling Core: 600 mm

Gas Properties

Mass Flow 0.333 kg/s
Target Pressure Drop 5000 Pa
Target Outlet Temperature 340 K
Inlet Air Temperature 415 K
Inlet Pressure 260000 Pa
Coolant Temperature 298 K

FLOW COEFFICIENTS

Pipe Inflow 1
Pipe Outflow 1

2.4.4 Turbocharger

The data for the turbocharger is listed below.

Simplified Model is suitable for steady state simulations and considers the mean compressor and turbine efficiencies over the cycle in order to calculate the turbocharger energy balance. The advantage of this model is that it only requires limited data to describe the turbocharger performance characteristics. The required turbine size is calculated from the target pressure ratio across the compressor and the turbocharger efficiency by adopting the turbine size multiplier.

Input data the turbocharger mode are shown in the following table.

SIMPLIFIED MODEL

The Mechanical Efficiency accounts for mechanical losses of the rotor.

Beside the Pressure Ratio the Compressor Efficiency needs to be input, which can be either a constant or dependent on Corrected Volume/Mass Flow. For this dependency the input of Reference Conditions is

additionally required. The compressor efficiency can be taken from the compressor performance map using the expected pressure ratio and compressor mass flow data.

Calculation Mode: Turbine Layout Calculation. Effective flow area of the turbine is calculated from the equivalent discharge coefficient (constant or function of turbine expansion ratio) and a turbine reference area. The Turbine Reference Area can either be directly input or is calculated from the cross section of the pipe representing the turbine outlet and the Pipe Area Scaling Factor.

Equiv. Turbine Coeff.	0.15
Turbo Charger overall Efficiency	0.54
Compressor Efficiency	0.79
Mechanical Efficiency	0.98
Compressor Pressure Ratio	2.6
Inlet Interference Flow coefficient	0.15

2.4.5 System Boundary

The data for each system boundary is listed in the following table.

BOUNDARY CONDITIONS

Local Boundary Conditions. The ambient conditions (pressure, temperature, air/fuel ratio, fuel vapor and combustion products) must be specified either as constant values or in a Table as functions of time or crank angle.

	Pressure (Pa)	Gas Temp (K)	Ratio Type	Ratio Value
SB 1	100000	298	A/F Ratio	10000
SB 2	100000	780	A/F Ratio	28

FLOW COEFFICIENTS

The flow coefficients for flow from the ambient into a pipe depend mainly on the protrusion of the pipe end through the wall in which it is installed and on its bellmouth characteristics.

SB 1	Pipe Inflow	0.95	Pipe Outflow	0.95
SB 2	Pipe Inflow	0.75	Pipe Outflow	0.75

2.4.6 Plenum

A plenum is defined as an element in which spatial pressure and temperature differences are not considered. This means that the momentum of the flow in the plenum is neglected.

The data for the plenums is listed in the following table.

GENERAL

For Geometry Definition select Volume or Diameter and Length.

	Volume (l)	Initialization
Plenum 1	6	Set 1
Plenum 2	0.3	Set 2
Plenum 3	0.3	Set 2

FLOW COEFFICIENTS

In order to consider particular pressure losses resulting from multi-dimensional flow phenomena which cannot be directly predicted by the program, requires the specification of flow coefficients for in-flow and out-flow at each pipe attachment. The flow coefficients are defined as the ratio between the actual mass flow and the loss-free isentropic mass flow for the same stagnation pressure and the same pressure ratio. The flow coefficients for each pipe attachment may be specified either as constant values or in a Table as functions of time in seconds, time in degrees crank angle or pressure difference at the pipe attachment. For in-flow (flow into the plenum) the pressure difference is defined as the static pressure in the pipe minus the pressure in the plenum. For out-flow as the pressure in the plenum minus the static pressure in the pipe.

Plenum 1	Pipe 3	Inflow 0.95	Pipe 3	Inflow 0.95
	Pipe 4	Inflow 0.9	Pipe 4	Inflow 0.9

	Pipe 5	Inflow 0.9	Pipe 5	Inflow 0.9
	Pipe 6	Inflow 0.9	Pipe 6	Inflow 0.9
	Pipe 7	Inflow 0.9	Pipe 7	Inflow 0.9
	Pipe 8	Inflow 0.9	Pipe 8	Inflow 0.9
	Pipe 9	Inflow 0.9	Pipe 9	Inflow 0.9
Plenum 2	Pipe 10	Inflow 0.9	Pipe 10	Inflow 0.9
	Pipe 11	Inflow 0.9	Pipe 11	Inflow 0.9
	Pipe 12	Inflow 0.9	Pipe 12	Inflow 0.9
	Pipe 16	Inflow 0.95	Pipe 16	Inflow 0.95
Plenum 3	Pipe 13	Inflow 0.9	Pipe 13	Inflow 0.9
	Pipe 14	Inflow 0.9	Pipe 14	Inflow 0.9
	Pipe 15	Inflow 0.9	Pipe 15	Inflow 0.9
	Pipe 17	Inflow 0.95	Pipe 17	Inflow 0.95

2.4.7 Pipes

For thermodynamic engine simulation which consider the gas dynamics of the intake and exhaust systems, the pipe element is one of the most important elements in the engine model. One-dimensional flow is calculated in the pipes by solving the appropriate equations. This means that the pipe is the only element where the time lag caused by the propagation of pressure waves or the flow itself is considered. Model allows the pipe diameter (given the same cross-sectional area), bend radius, friction coefficient, wall heat transfer factor, wall temperature, as well as the initial values for pressure, gas temperature, A/F ratio, concentration of fuel vapor and concentration of combustion products to be specified depending on the location in the pipe.

GENERAL

The default Bending Radius (100000 mm) is used.

The data for each pipe is listed in the following tables. Global Initialization is used for pipes 3 - 17 and Local Initialization is used for pipes 1, 2 and 18.

Pipe	Length (mm)	Diameter (mm)	Friction Coeff.	Heat Transfer Factor	Wall Temp (K)	Initialization
Pipe 1	400	85	0.02	1	298	See below
Pipe 2	800	85	0.02	1	350	See below
Pipe 3	800	85	0.02	1	320	Set 1
Pipes 4-9	700	TABLE	0.02	1	TABLE	Set 1
Pipe 10	250	38	0.02	1	500	Set 2
Pipe 11	300	38	0.02	1	500	Set 2
Pipe 12	300	38	0.02	1	500	Set 2
Pipe 13	250	38	0.02	1	500	Set 2
Pipe 14	300	38	0.02	1	500	Set 2
Pipe 15	300	38	0.02	1	500	Set 2
Pipe 16	300	40	0.02	1	470	Set 2
Pipe 17	600	40	0.02	1	470	Set 2
Pipe 18	1500	100	0.02	1	450	See below

The diameter and wall temperature data for pipes 4–9 is listed in the following table.

	Diameter		Wall Temperature	
	Location X (mm)	Diameter Y (mm)	Location X (mm)	Wall Temp Y (K)
Pipes 4 - 9	0	55	0	320
	100	44	580	320
	580	38	700	400
	700	41		

INITIALIZATION

The conditions within the pipe can be defined with Local or Global Initialization.

For Global Initialization the parameters are taken from a predefined set.

For Local Initialization a predefined set can be used as a starting point for the required parameters.

These can then be set individually by editing the appropriate number.

Input can be constant or by a Table, where it may be specified as a function of distance from the upstream pipe end. The first value must be specified at the upstream pipe end (Location = 0) and the last value at the downstream pipe end (Location = Length).
For the following pipes, select Local Initialization and enter the data shown.

	Preference	Pressure (Pa)	Gas Temp (K)	Ratio Type	Ratio Value
Pipe 1	Set 1	100000	298	A/F Ratio	10000
Pipe 2	Set 1	260000	415	A/F Ratio	10000
Pipe 18	Set 1	1050000	780	A/F Ratio	28

2.4.8 Measuring Point

Using measuring points, you can access flow data and gas conditions over crank angle at a certain location in a pipe. The location of the measuring point must be specified as its distance from the upstream pipe end.

The output for a measuring point:

Pressure, flow velocity, temperature, Mach number and mass flow rates. Additional output of stagnation pressure, stagnation temperature, enthalpy flow, fuel concentration, combustion products concentration, fuel flow, combustion products flow, forward and backward pressure and velocity waves.

1. GENERAL

The data for the measuring points is listed in the following table.

		Location of Measuring Point from Upstream Pipe End (mm)	Output Extent
Measuring Point	1	400	Extended
Measuring Point	2	800	Extended
Measuring Point	3	800	Extended
Measuring Point	4	700	Extended
Measuring Point	5	0	Extended
Measuring Point	6	300	Extended
Measuring Point	7	600	Extended
Measuring Point	8	0	Extended

2.4.9 Reference Point for Volumetric Efficiency

Model allows a plenum or a measuring point to be specified as a reference location for the calculation of the air delivery ratio and the volumetric efficiency related to intake manifold conditions.

3 MATHEMATICAL MODEL OF THE FUEL SUPPLY SYSTEM

3.1 Composition and functionality of the model

The model should be executed in an environment of dynamic interdisciplinary modeling of complex technical systems using numerical calculations using a multi-paradigm programming language.

The model consists of control blocks, output blocks, and calculation blocks.

The control blocks of the model are:

- A "n_, prm" sensor that sets the engine speed.
- A "PWM_out, %" detector that sets the duty cycle (fill width) of the PWM signal that regulates the passage section of the electroproportional valve in the non-automatic mode of its control.
- "Automatic Mode" switch that sets the appropriate control mode for the electroproportional valve.
- A "Timing_, msec" transmitter that sets the duration of the control signal to the injector electromagnet.
- The "pin_, bar" preset, which sets the absolute value of the inlet pressure in the gas pressure regulator.
- A "pout" transmitter that sets the value of the outlet pressure from the gas pressure regulator related to the inlet pressure.
- A "Environment Temp, C deg." setter that sets the ambient temperature.
- Indicators are blocks for displaying modeling results:
- Device "PWM_, %" showing the duty cycle (filling width) of the PWM signal regulating the flow section of the electroproportional valve in the automatic mode of its control.
- The device "In-line Pressure_, Bar" showing the value of the outlet pressure from the gas pressure regulator - the pressure in the fuel manifold (gas supply pressure to the cylinder).
- Instrument "Cyclic gas supply_, mg" showing the value of the cyclic gas supply to the cylinder. It is duplicated by the "litres/cycle" and "kg/hour" displays, which reflect the corresponding gas consumption indicators in the system.
- Calculation blocks in the model:
- "PV setting" – processes the value of the inlet pressure in the gas pressure regulator.
- "ECU" simulates the algorithm of the system's ECU.
- "Gas regulator" simulates the processes of hydrogen flow in a pressure regulator.
- "Fuel Collector" simulates the physical processes in the fuel rail.
- "Injector" simulates the processes of hydrogen outflow through the injector (hydrogen injector).

For convenience, the model interface should also contain a reference table linking the operating mode of the locomotive engine (Notch, RPM) with the required cyclic supply of hydrogen (Cyclic supply).

3.2 Modeling of processes in a pressure regulator

3.2.1 Theoretical foundations, assumptions and simplifications.

When developing a mathematical model of processes in a pressure regulator, the following assumptions and simplifications were made:

- The gas flow is isentropic and adiabatic.
- The viscous friction forces of the gas are negligible, and therefore are not taken into account in the calculation.

3.2.2 Initial data for the model

The initial data for the model are the following parameters:

- Gas pressure at the inlet to the reducer;
- Gas temperature at the inlet to the reducer;
- Excess of pressure in the reducer tent over the outlet pressure;
- Gearbox tent volume;
- Inlet nozzle diameter;
- Output nozzle diameter.

3.3 Modeling of processes in the injector

The modeling technique should be based on the theoretical provisions of fluid and gas mechanics.

When developing a mathematical model, the following assumptions and simplifications can be made:

- The gas flow through the critical section of the injector valve is isentropic and adiabatic.
- The outflow occurs into the engine cylinder cavity with variable pressure in the compression section.
- The increase in the force of the electromagnet is given by a linear function of time.
- The thermodynamic parameters in the engine cylinder in the compression section are calculated based on the assumption that there is only clean air in it.

3.4 Simulation of processes in the ECU

The electronic control unit of the hydrogen supply system to the engine cylinders is designed to generate a control signal to the injector electromagnets depending on the environmental conditions and the engine operating mode. The ECU also controls the passage section of the proportional valve of the gas regulator to maintain the set hydrogen pressure in the system.

In the "non-automatic" control mode, the ECU perceives the duration of the control signal set by an external setter and outputs it to the injector, and also perceives the duty cycle of the PWM control signal set by an external setter and outputs it to the proportional valve of the gearbox.

In the "automatic" control mode, the ECU perceives the duration of the control signal set by the external setter and outputs it to the injector, as well as perceives the value of the output pressure from the gas regulator-reducer set by the external setter, determines the required duty speed of the PWM control signal in proportion to this value and outputs it to the proportional valve of the gearbox.

3.5. Modeling of processes in the fuel rail

The fuel rail is a simple "conductor" of gas from the reducer to the injector. We believe that this unit creates negligible resistance to the gas flow, which can be ignored when modeling the process of supplying hydrogen to the cylinder.